مطالعهٔ نظری و تجربی جریان در محفظهٔ حلزونی کمپرسور جریان شعاعی★

محمد مجدم(۱) علی حاجیلوی بنیسی(۲)

چکیده *به‌منظور طراحی بهینه و ساخت کمپرسورهای شعاعی، مطالعهٔ میدان سرعت و فشار در اجزای این ماشین‌ها ضروری می‌نماید. جریان درون محفظه کاملاً سه‌بعدی و پیچیده است و می‌تواند عملکرد اجزای بالادست آن را تحت تأثیر قرار دهد. از این‌رو مطالعهٔ جریان در این جزء می‌تواند به طراحی بهینهٔ آن و ارتقای عملکرد کمپرسور بیانجامد. در این پژوهش، مطالعهٔ نظری و تجربی جریان محفظهٔ کمپرسور گریز از مرکز در جهت بررسی ساختار جریان و تلفات ناشی از آن صورت می‌گیرد. مدل‌سازی عددی شامل استخراج هندسهٔ کمپرسور موجود، مدل‌سازی اجزا، شبکه‌بندی و تحلیل جریان است. به‌منظور اعتبارسنجی مدل عددی، عملکرد محفظه با نصب حسگرهای فشار در مقاطع مختلف کمپرسور و ساختار میدان با استفاده از کاوشگر پنج‌راهه در مجرای محفظه بررسی می‌گردد. انحراف نتایج تجربی و عددی در پیش‌بینی افت فشار محفظه قابل قبول است و با افزایش دبی جرمی، این انحراف کاهش می‌یابد. نتایج میدان جریان، ضمن اینکه با دقت خوبی ساختار گردابهٔ اجباری را در مقطع محفظه که از نوع نیمه‌خارجی است پیش‌بینی می‌کند، حاکی از تأثیر قابل‌توجه جریان خروجی از دیفیوزر بر ساختار جریان است که به‌عنوان یکی از دلایل تلفات در این نوع محفظه‌ها نسبت به محفظه‌های خارجی در نظر گرفته می‌شود.*

واژه‌های کلیدی کمپرسور جریان شعاعی; محفظه; مطالعهٔ میدان جریان; کاوشگر پنج‌راهه.

Experimental and Numerical Flow Investigation through a Radial Flow Compressor Volute

M. Mojaddam A. Hajilouy Benisi

Abstract *An optimal design and fabrication of compressors requires flow investigation through the compressor components. Flow field inside the volute is fully three dimensional and turbulent. Better understanding of flow mechanism leads to improve the volute design procedure. In this research the experimental and numerical flow investigation through a radial flow compressor volute are performed to recognize flow field pattern and its effect on pressure loss. The whole compressor components are modeled and the flow field inside the volute is explored. Numerical studies are verified by measuring the pressures at different cross sections using pressure taps. Flow field investigation through volute cross sections at different operating range of the compressor is performed utilizing a five-hole probe. The experimental and numerical result differences for volute total pressure loss prediction are limited and decrease by mass flow rate increase. Flow field measuring results show the flow forced vortex structure at volute cross section. The effect of diffuser discharge on the fluid field in semi-external volute cross section is recognized as an extra pressure loss source in addition to creating the non-uniformity in velocity profile.*

Key Words Radial flow compressor; Volute; Flow field; Five-hole probe.

★تاریخ دریافت مقاله ۹۴/۵/۳۱ و تاریخ پذیرش آن ۹۴/۹/۲۲ می‌باشد. DOI: 10.22067/fum-mech.v28i1.49279

(۱) نویسندهٔ مسئول: استادیار، دانشکدهٔ مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی. m_mojaddam@sbu.ac.ir

(۲) استاد، دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف.

مقدمه

کمپرسورهای جریان شعاعی به‌دلیل ویژگی‌هایی مانند افزایش فشار بیشتر در هر طبقه، محدودهٔ وسیع عملکردی با بازده مطلوب، قابلیت اعتماد بالا و مقاوم در برابر آسیب اجسام خارجی و تأثیرپذیری کمتر بازده تحت اثر جریان گازی غیرتمیز، کاربرد فراوان دارند. هم‌چنین از آن‌جا که کمپرسورهای محوری در دبی‌های کم و با سطح جریان کوچک، به‌شدت افت بازده دارند و مشکلات ساخت پره‌های کوچک وجود دارد، در چنین ابعادی استفاده از کمپرسورهای شعاعی، بازده بیشتر و هزینه‌ای کمتر به دنبال خواهد داشت.

ارتقای محدودهٔ عملکردی این نوع کمپرسور در کنار افزایش نسبت فشار و هم‌چنین بازده آن، نیازمند شناخت دقیق رفتار سیال در پروانه، دیفیوزر و محفظه است.

امکان استفاده از مدل‌های سادهٔ یک‌بعدی، دوبعدی و شبه سه‌بعدی در پروانه و دیفیوزر، باعث شده است رفتار سیال در این دو جز با دقت قابل قبولی قابل پیش‌بینی باشد. با این حال، پیش‌بینی رفتار جریان درون محفظه به‌دلیل داشتن جریان کاملاً سه‌بعدی و به‌شدت آشفته، نیازمند مدل‌های سه‌بعدی و مطالعات بیشتر است و مدل‌های یک‌بعدی و دوبعدی پاسخ‌گوی نیاز طراحان نمی‌باشد [1,2].

توسعهٔ تکنولوژی‌های اندازه‌گیری به‌منظور اندازه‌گیری دقیق جریان، محدود و هزینه‌بر است. با این‌حال استفاده از تکنیک‌های دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) و مدل‌سازی سه‌بعدی جریان، امکان بررسی ساختار جریان را فراهم می‌آورد.

در کنار توسعهٔ روش‌های اندازه‌گیری نوری، استفاده از کاوشگرهای سه‌راهه (Three hole probes)، به‌منظور اندازه‌گیری فشار و مقدار سرعت و هم‌چنین کاوشگرهای پنج‌راهه (Five hole probes) به‌منظور اندازه‌گیری فشار و بردار سرعت به نتایج دقیق و قابل اتکایی منجرمی‌گردد [3].

برام‌بوش و هِند [4]، در پژوهشی با استفاده از یک کاوشگر سه‌راهه به اندازه‌گیری فشار استاتیکی در یک کانال مستقیم مخروطی به‌جای محفظه پرداختند. آنها نشان دادند که سیالی که از ابتدای کانال وارد می‌شود، مقطع میانی حلزونی را پُر می‌کند و سیالی که پس از آن وارد محفظه می‌شود، در اطراف آن خواهد چرخید و همین روند ادامه می‌یابد. آنها در وسط مقطع ساختار گردابهٔ اجباری را گزارش کردند و در اطراف آن مقدار چرخش را تقریباً ثابت مشاهده کردند.

آیدر و همکاران [2]، میدان جریان در محفظهٔ کمپرسور با مقطع بیضوی را با استفاده از یک کاوشگر سه‌راهه مورد مطالعه قراردادند. آنها یک مدل یک‌بعدی به‌منظور پیش‌بینی رفتار چرخشی جریان در محفظه را نیز توسعه دادند.

برام بوش و همکاران [5] پژوهشی را شامل مطالعهٔ تجربی و عددی بر روی محفظهٔ خارجی کمپرسور با مقطع مربعی انجام دادند. آن‌ها با استفاده از یک کاوشگر پنج‌راهه، میدان جریان را مطالعه کردند.

در پژوهش حاضر، مطالعهٔ نظری و تجربی محفظهٔ کمپرسور گریز از مرکز مورد مطالعه قرار می‌گیرد. پس از استخراج هندسه، تولید مدل و شبکه‌بندی، تحلیل جریان در کمپرسور جریان شعاعی متعلق به یک توربوچارجر انجام می‌گیرد. حلگر با استفاده از یک مسئلهٔ نمونه مربوط به پیش‌بینی رفتار درون محفظه، اعتبارسنجی می‌گردد. نتایج عملکردی با استفاده از نصب کاوشگرهای فشار سکون و استاتیک بر روی محفظهٔ استخراج و تأثیر محفظه بر افت فشار در شرایط مختلف عملکردی استخراج می‌گردد. بررسی میدان جریان و فشار نیز با استفاده از کاوشگر پنج‌راهه اندازه‌گیری می‌شود. بدین منظور ابتدا ضرایب کالیبراسیون کاوشگر در تونل باد استخراج می‌گردد. اندازه‌گیری‌ها در محفظهٔ کمپرسور جریان شعاعی مورد مطالعه در آزمایشگاه توربوچارجر دانشگاه صنعتی

شـریف انجـام مـی‌شـود و بـا اسـتفاده از ضـرایب کالیبراسیون، مشخصات جریان شناسایی می‌گردد.

مدل‌سازی

به‌منظور شبیه‌سازی جریـان، از مـدل‌سـازی جریـان در تمام اجزای کمپرسور جریان شعاعی استفاده گردید.

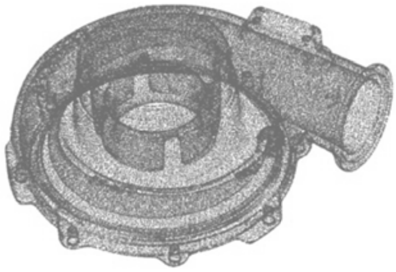
استخراج هندسه. به‌منظور ایجاد هندسـه، مشخصـات اجزای کمپرسور مورد نیـاز اسـت کـه برخـی از آنهـا، مطابق جدول (۱) استخراج گردید.

جدول ۱ مشخصات کمپرسور آزمون

پارامتر	مقادیر
تعداد پره‌ها	۱۲ (به همراه نیم‌پره)
زاویهٔ ورودی پره	٦۰ درجه
زاویهٔ خروجی پره	۳۰ درجه
قطر نوک در ورودی	٥٤ میلی‌متر
قطر ریشه در ورودی	۲۲ میلی‌متر
قطر خروجی پروانه	۸۲ میلی‌متر
عرض پره در خروجی	٥/٥ میلی‌متر
طول محوری پره	۲۷ میلی‌متر
طول محوری نیم‌پره	۱۸ میلی‌متر

به‌منظور استخراج هندسهٔ محفظه، از عکس‌برداری در دستگاه مولتی‌سیتی‌اسـکن (X-ray Multi CT-scan Tomography) اسـتفاده‌گردیـد. در ایـن روش، عکس‌برداری در صفحات موازی در دو راستا بـا دقـت ۰/٦ میلی‌متـر صـورت مـی‌گیـرد و ابـر نقـاط (Point Cloud) به‌صورت سه‌بعدی، مطابق شکل (۱)، به‌عنوان خروجی ارائه می‌شود.

پس از پردازش اولیه، شامل تشخیص مـرز قطعـه، سطوح قطعه بـا اسـتفاده از نـرم‌افزارهـای مـدل‌سـازی هندسه (CAD) تشخیص داده می‌شود. برای مدل‌سازی و تحلیل جریان در محفظه، مجرای عبور جریان مـورد نیاز است. بنابراین لازم است قسمت‌های اضافی حذف شوند و تنهـا مسـیر جریـان بـه‌عنـوان هندسـهٔ اصـلی استخراج شود (مطـابق شـکل۲). سـپس بـا اسـتفاده از مجرای جریان، هندسـهٔ محفظـه جهـت ایجـاد شـبکه، استخراج می‌گردد [6].



شکل ۱ ابر نقاط پوستهٔ کمپرسور

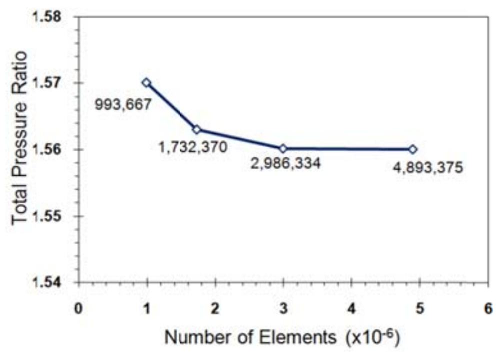


شکل ۲ سطوح پیرامونی مجرای جریان در محفظه

برای تولیـد هندسـهٔ پروانـه بـا دقـت مناسـب، از بازطراحی پروانه اسـتفاده مـی‌گـردد. در ایـن روش بـا استفاده از قیودی که با انـدازه‌گیـری و عکـس‌بـرداری حاصل می‌گردد، بازطراحی پروانهٔ کمپرسور بـه‌منظـور رسیدن به اطلاعـات عملکـردی در نقطـهٔ طراحـی، بـا اسـتفاده از نـرم‌افـزار ویسـتا (Vista CCD)، انجـام می‌پذیرد. در فرآینـد بـازطراحی، چنـدین طـرح بـرای پروانه استخراج می‌گردد و اطلاعات عملکردی هر یک از پروانـه‌هـا ارزیـابی مـی‌شـود و سـپس طرحـی کـه اطلاعات عملکردی آن بیشترین انطباق را بـا عملکـرد پروانهٔ موجود دارد و هندسهٔ آن نزدیـک‌تـرین هندسـه نسبت به هندسهٔ منتج از عکس‌برداری اسـت، انتخـاب می‌گردد.

ایجاد شبکه. در این مدل‌سازی از شبکه‌بندی سازمان‌یافته برای پروانه استفاده می‌گردد. برای محفظه با توجه به پیچیدگی هندسی آن، از شبکهٔ بی‌سازمان چهاروجهی استفاده می‌شود [7].

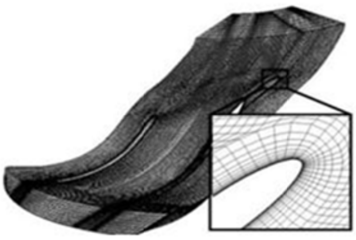
تعداد المان‌های شبکه بسته به نتایج مورد نیاز می‌تواند تنظیم شود، به‌طوری که برای استخراج نتایج عملکردی می‌توان از شبکهٔ بزرگ‌تر و برای مطالعهٔ میدان جریان می‌بایست از شبکه‌بندی ریزتر استفاده کرد به‌طوری که در هر حالت شرط استقلال از شبکه‌بندی (Mesh independency) ارضا شود. برای نمونه، استقلال شبکه برای مشخصهٔ عملکردی نسبت فشار مطابق شکل (۳) است که ملاحظه می‌گردد با ریزترشدن شبکه به سمت یک مقدار ثابت میل می‌کند و در این حالت، مسئله مستقل از شبکه خواهد بود.

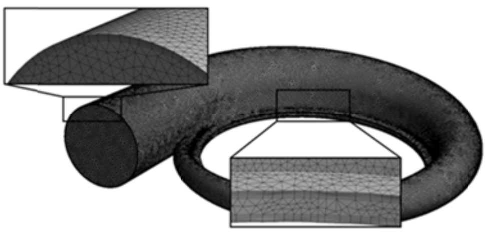


شکل ۳ حساسیت نسبت فشار کمپرسور به تعداد شبکه

از حدود ۷۵۰ هزار شبکه برای هر کانال پروانه، شامل ورودی، پره (و نیم‌پره) و دیفیوزر استفاده می‌گردد. شبکه‌بندی پروانه، دارای شبکهٔ نوع O (O-Type Grid) است که این توپولوژی یک حلقهٔ بسته در اطراف پره با المان‌های متعامد را شامل می‌شود که ضخامت آن نصف عرض پره در هر مقطع تنظیم گردید. در اطراف پروانه ۱۲ ردیف لایهٔ مرزی با نسبت رشد کمتر از ۱/۳ و اولین شبکهٔ کنار دیواره در فاصلهٔ حدود ۰/۰۴ میلی‌متر است.

در شبکه‌بندی دیفیوزر، از شبکهٔ سازمان‌یافته متناسب با خروجی پروانه، شامل ۵ ردیف لایهٔ مرزی و نسبت رشد ۱/۲ استفاده می‌گردد. حدود ۳ میلیون المان برای محفظه استفاده می‌گردد که در آن ۵ ردیف لایهٔ مرزی و با نسبت رشد ۱/۲ تنظیم شده است. به‌منظور جلوگیری از ایجاد خطای ناشی از به‌وجود آمدن سطح تماس (Interface) در خروجی دیفیوزر و ورودی محفظه و تأثیر این مرز جدایش بر روی مطالعهٔ جریان درون محفظه، ۱۰ درصد انتهایی دیفیوزر جزء محفظه در نظر گرفته می‌شود. نمونه شبکه‌بندی پروانه و محفظه به‌ترتیب مطابق شکل (٤ و ٥) است.


شکل ٤ نمونه شبکه‌بندی پروانه

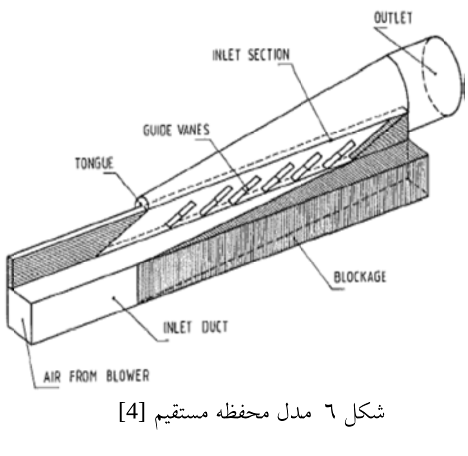

شکل ٥ شبکه‌بندی محفظه شامل لبهٔ انتهایی دیفیوزر در ورودی محفظه

مدل‌سازی جریان. حل میدان جریان با استفاده از مدل سه‌بعدی و به روش حجم محدود بر روی معادلات ناویر–استوکس میانگین‌گیری‌شده (RANS) صورت می‌گیرد. تنش‌های رینولدز در معادلات انتقال با استفاده از مدل توربولانسی اس‌اس‌تی (Shear Stress Transport-SST) حل می‌گردد [8].

سیال کاری هوا و معادلهٔ حالت گاز ایده‌آل که ضریب گرمایی ویژهٔ آن تابعی از دما است، استفاده می‌گردد. شرط مرزی، دبی جرمی و دمای سکون در ورودی و فشار استاتیک در خروجی در نظر گرفته می‌شود. هم‌چنین بر اساس عدد رینولدز در ورودی پروانه، شدت آشفتگی (Turbulence Intensity) محاسبه گردید و تحلیل حساسیت نشان می‌دهد که مقدار ۵ درصد برای آن مناسب است. مقدار y^+ دیوار (Wall Y plus) در دامنهٔ حل دوار کمپرسور، مقدار ۱۰ تا ۲۰ تنظیم می‌گردد. کلیهٔ دیواره‌ها به‌صورت آدیاباتیک در نظر گرفته می‌شوند. دیواره‌های پروانه و دیفیوزر به‌صورت هموار (Smooth Wall) و برای محفظه زبری ۰/۲ میلی‌متر لحاظ می‌گردد. معیار هم‌گرایی پنج صدهزارم تنظیم می‌گردد.

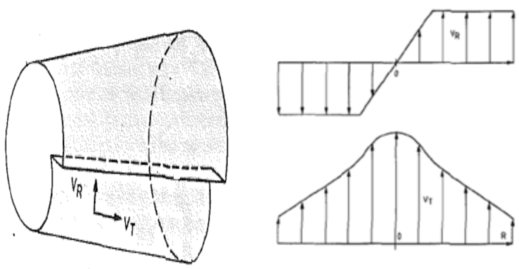
اعتبارسنجی حلگر

به‌منظور اعتبارسنجی حلگر مورد استفاده، ابتدا یک مسئله نمونه مورد بررسی قرار می‌گیرد. مدل انتخابی یک دیفیوزر مخروطی، مطابق شکل (٦) است و برای بررسی ساختار جریان درون محفظه آزمایش شده است [4].



شکل ٦ مدل محفظه مستقیم [4]

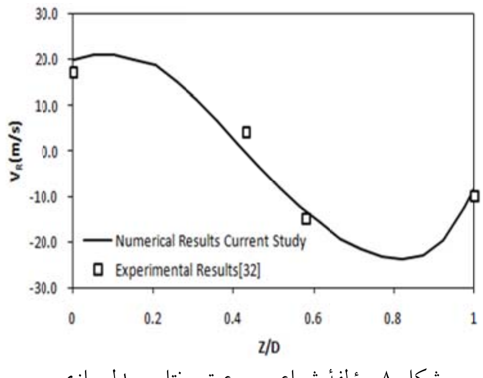
این مدل، طرح ساده‌شده از محفظهٔ کمپرسور یک توربوچارجر است و تفاوت آن با محفظهٔ واقعی، حذف انحنای موجود بین زبانه و مخروط خروجی است. جریان هوا از لولهٔ ورودی دمیده می‌شود و پس از عبور از تیغه‌های راهنما که قابلیت تنظیم دارند وارد محفظهٔ مستقیم می‌شود. یک تطابق تجربی میان محفظهٔ واقعی و این مدل، برای تنظیم زاویهٔ تیغه‌های هادی برای سه دبی جرمی کم، بهینه و زیاد نیز انجام گرفته است. طرح‌وارهٔ مؤلفه‌های شعاعی و مماسی سرعت در مقطع محفظه، با استفاده مدل ساده‌شدهٔ شکل (٦)، مطابق شکل (٧) است.



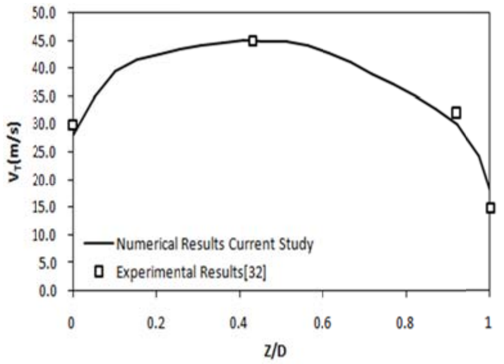
شکل ٧ طرح‌وارهٔ مؤلفه‌های سرعت
در مدل ساده‌شدهٔ محفظه [4]

شکل‌های (٨ و ٩) به‌ترتیب نتایج مدل‌سازی عددی و نتایج تجربی را در مقطع $X/L = 0.45$ برای سرعت شعاعی و سرعت مماسی نشان می‌دهند.

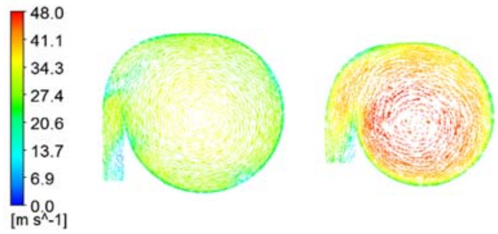
ساختار گردابه‌ای، مشابه گردابه جریان اجباری را با بررسی بردار شعاعی سرعت (شکل ٨) و هم‌چنین شکل (١٠) می‌توان تشخیص داد.



شکل ٨ مؤلفهٔ شعاعی سرعت– نتایج مدل‌سازی
در کنار نتایج تجربی



شکل ۹ مؤلفهٔ شعاعی سرعت– نتایج مدل‌سازی در کنار نتایج تجربی



شکل ۱۰ بردار سرعت در مقاطع $X/L=0.45$ (راست) و $X/L=0.81$ (چپ)

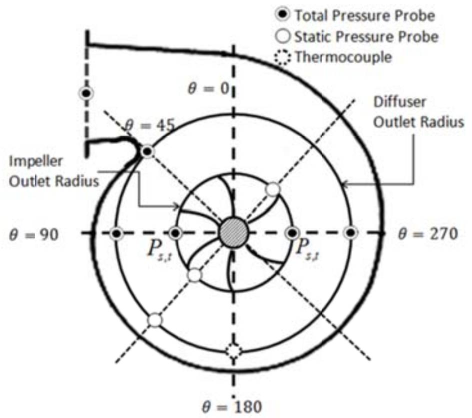
ملاحظه می‌گردد، نتایج مدل‌سازی، انطباق خوبی با نتایج تجربی دارد و به‌خوبی ساختار جریان درون محفظه را نشان می‌دهد.

مطالعات تجربی

مطالعات تجربی در بستر آزمون توربوچارجر آزمایشگاه توربوچارجر دانشگاه صنعتی شریف صورت می‌پذیرد. در این آزمایشگاه به منظور انجام آزمایش‌های عملکردی توربوچارجر، از روش شبیه‌سازی رفتار توربین با استفاده از هوای متراکم استفاده می‌شود [9,10].

بررسی تأثیر محفظه بر افت فشار. برای بررسی تأثیر محفظه بر افت فشار و بازده کمپرسور، نیاز به اندازه‌گیری فشار و دما در ورودی و خروجی اجزای کمپرسور است. با اندازه‌گیری پارامترهای جریان می‌توان تلفات انرژی در اجزای کمپرسور را محاسبه کرد.

با در نظرگرفتن محدودیت فضا و راه‌های دسترسی و نیاز به جاسازی پایه حسگرها (Sensors)، موقعیت‌های اندازه‌گیری تعیین و وسایل اندازه‌گیری نصب گردید. شکل (۱۱)، ایستگاه‌های اندازه‌گیری و موقعیت آنها را نشان می‌دهد.



شکل ۱۱ ایستگاه‌های اندازه‌گیری بر روی پوستهٔ کمپرسور

برای اندازه‌گیری فشار سکون با استفاده از لولهٔ پیتوت، می‌بایست لوله در راستای جریان قرار گیرد تا فشار سکون جریان به‌درستی اندازه‌گیری شود. به‌همین منظور از لوله‌ای که قابلیت تنظیم داشته باشد استفاده می‌گردد به‌طوری که در محل نصب، نشت جریان رخ ندهد. با تنظیم لولهٔ پیتوت، قرائت بیشینهٔ فشار نشان‌دهندهٔ راستای جریان در محل اندازه‌گیری است و مقدار فشار سکون خواهد بود.

جدول (۲)، مقادیر محاسبه‌شده بر مبنای داده‌های تجربی و نتایج مدل‌سازی سه‌بعدی را نشان می‌دهد. داده‌ها، مربوط به سه دبی جرمی ۰/۰۵، ۰/۰۸ و ۰/۱۱ کیلوگرم بر ثانیه در سرعت دورانی ٦۰ هزار دور بر دقیقه برای حسگرهای نصب‌شده در ورودی و خروجی محفظه هستند.

جدول ۲ نتایج مربوط به افت فشار در محفظه
(٦٠ هزار دور بر دقیقه)

دبی جریان (kg/s)	نتایج عددی (Pa)	نتایج تجربی (Pa) ±۱.۵ درصد خطای اندازه گیری	انحراف (٪)
دبی کم- ۰/۰۵	۲۱۱۹	۲۳۰۰	۷/۸٦
دبی متوسط- ۰/۰۸	۳۷۸۱	۳۹۰۰	۳/۰۵
دبی زیاد-۰/۱۱	۵۲۸۳	۵۵۰۰	۳/۹٤

ملاحظه می‌گردد که با افزایش دبی خطای پیش‌بینی عملکرد محفظه کاهش می‌یابد.

جدول (۳)، نتایج عددی و تجربی نسبت فشار را برای سه مقطع کمپرسور از ورودی تا به‌ترتیب ورودی دیفیوزر، خروجی دیفیوزر (ورودی محفظه) و خروجی محفظه نمایش می‌دهد. با افزایش سرعت دورانی، انحراف نتایج عددی از نتایج تجربی کاهش می‌یابد و انحراف محدود به ۳/٤ درصد می‌شود.

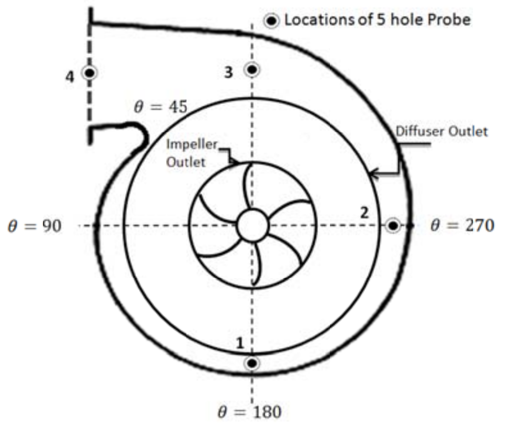
هم‌چنین در جدول (۳)، سهم محفظه از افت فشار سکونی که در محفظه و دیفیوزر رخ می‌دهد، ذکر گردیده است. ملاحظه می‌گردد که سهم محفظه و کمپرسور در افت فشار سکون در سرعت دورانی‌های گزارش‌شده، برابر است. لازم به ذکر است در هر سرعت دورانی، نتایج برای دبی جرمی که بیشترین بازده را سبب می‌شود، گزارش شده است.

جدول ۳ سهم محفظه از افت فشار اجزای ثابت

سهم محفظه (٪)	نسبت فشار از ورودی تا						سرعت دورانی (rpm)
	خروجی محفظه		خروجی دیفیوزر		ورودی دیفیوزر		
تجربی	عددی	تجربی	عددی	تجربی	عددی	تجربی	
۵۰/۰	۱/۲٦۸	۱/۳۱۱	۱/۲۷۷	۱/۳۲۰	۱/۲۸٦	۱/۳۲۹	۵۰۰۰۰
٤۸/۳	۱/٤۱۰	۱/٤۵۹	۱/٤۲۵	۱/٤۷۳	۱/٤٤۰	۱/٤۸۸	٦۰۰۰۰
٤۸/۹	۱/۵۷٦	۱/۵۹٤	۱/۵۹٦	۱/٦۱٦	۱/٦۱۸	۱/٦۳۹	۷۰۰۰۰

مطالعهٔ میدان جریان. برای مطالعهٔ میدان جریان در محفظهٔ کمپرسور، چهار موقعیت بر روی محفظه به‌منظور اندازه‌گیری کمیت‌های جریان انتخاب گردید. شکل (۱۲) طرح‌وارهٔ این موقعیت‌ها را نشان می‌دهد.

برای استفاده از کاوشگر، مجاری به قطر مناسب در اطراف محفظه ایجاد گردید. در هر موقعیت، اندازه‌گیری در چند موقعیت عرضی (جابه‌جایی در راستای محور کمپرسور)، با استفاده از یک مکانیزم تنظیم مختصات (Traverse)، صورت می‌گیرد. شکل (۱۳) کاوشگر نصب‌شده در موقعیت ۲، به‌همراه مکانیزم جابه‌جایی را نشان می‌دهد.



شکل ۱۲ موقعیت‌های در نظر گرفته شده برای نصب کاوشگر

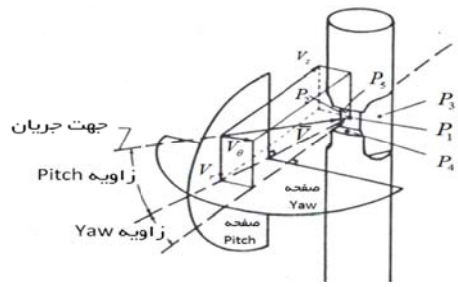


شکل ۱۳ کاوشگر نصب شده در موقعیت ۲ (شکل ۱۲) و سیستم حرکت عرضی و چرخشی آن

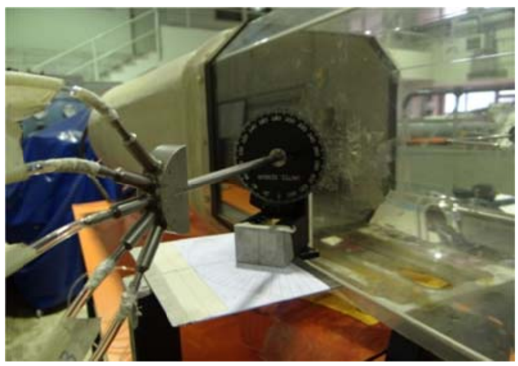
قسمت اصلی کاوشگر پنج‌راهه در شکل (۱٤) ملاحظه می‌گردد. قطر نوک این کاوشگر ۳/۲ میلی‌متر و طول آن ۲۵۰ میلی‌متر است. با استفاده از این کاوشگر می‌توان فشار کل، فشار استاتیک، سرعت جریان و زاویه‌های گام (Pitch) و یاو (Yaw) جریان را اندازه‌گیری کرد. مطابق شکل (۱۵)، مجاری فشار ۲ و۳ برای سنجش زاویهٔ یاو، مجاری٤ و ۵ برای سنجش زاویهٔ گام و مجرای ۱ برای اندازه‌گیری فشار کل است. به‌منظور اندازه‌گیری کمیت‌های جریان، راستای کاوشگر نسبت به یک مرجع مشخص، ثابت فرض می‌شود و زوایای یاو و گام نسبت به کاوشگر سنجیده می‌شود [11].



شکل ۱٤ نوک کاوشگر پنج راهه



شکل ۱۵ طرح‌وارهٔ کاوشگر و بردار سرعت ورودی



شکل ۱٦ بستر آزمون کالیبراسیون کاوشگر در تونل باد

استخراج ضرایب. تمامی تجهیزات اندازه‌گیری می‌بایست پیش از انجام آزمایش‌ها کالیبره گردند و روابط کالیبراسیون، برای تصحیح مقادیر اندازه‌گیری‌شده استخراج گردد. به‌همین منظور حسگرهای فشار با استفاده از مانومتر جیوه‌ای کالیبره می‌شوند. هم‌چنین حسگرهای دما با استفاده از دستگاه مرجع (RTD Thermometer)، در محدوده دمای انجماد تا دمای جوش آب کالیبره و منحنی‌های آن استخراج می‌گردد [12].

ضرایب مورد نیاز کاوشگر پنج‌راهه، با استفاده از فشارهای قرائت‌شده در شرایط آزمون مشخص استخراج می‌گردد. بدین‌منظور از تونل باد آزمایشگاه مکانیک سیالات دانشگاه صنعتی شریف استفاده می‌گردد. به‌منظور تغییر راستای کاوشگر نسبت به راستای جریان، پایهٔ کاوشگر طراحی و ساخته شد که امکان چرخش کاوشگر در دو صفحهٔ گام و یاو فراهم گردد. بستر آزمون کالیبراسیون در تونل باد، در شکل (۱٦) مشاهده می‌گردد.

فشارهای قرائت‌شده برای محاسبهٔ ضرایب بدون‌بعد به‌کار می‌روند، ضرایب به‌گونه‌ای تعیین می‌شوند تا بیانی مناسب از کمیت مورد بررسی باشند. ضرایب شامل، ضرایب بدون بعد یاو (C_Y)، گام (C_P)، فشار دینامیکی (C_V) و فشار کل (C_{PT}) است که با استفاده از پنج فشار قرائت شده P_{p1} تا P_{p5} و روابط (٤-۱) محاسبه می‌شوند [13].

$$C_Y = \frac{P_{p3} - P_{p2}}{P_{p1} - 0.25(P_{p2} + P_{p3} + P_{p4} + P_{p5})} \qquad (۱)$$

$$C_P = \frac{P_{p5} - P_{p4}}{P_{p1} - 0.25(P_{p2} + P_{p3} + P_{p4} + P_{p5})} \qquad (۲)$$

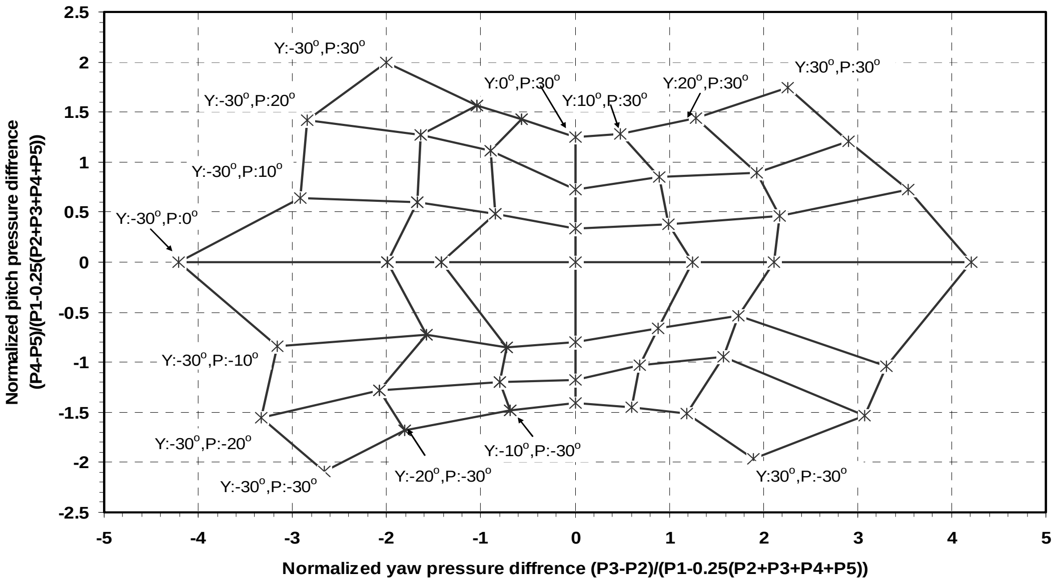
$$C_V = \frac{0.25(P_{p2} + P_{p3} + P_{p4} + P_{p5}) - P_{ps}}{P_{p1} - 0.25(P_{p2} + P_{p3} + P_{p4} + P_{p5})} \qquad (۳)$$

$$C_{PT} = \frac{P_{p1} - P_{pt}}{P_{p1} - 0.25(P_{p2} + P_{p3} + P_{p4} + P_{p5})} \quad (٤)$$

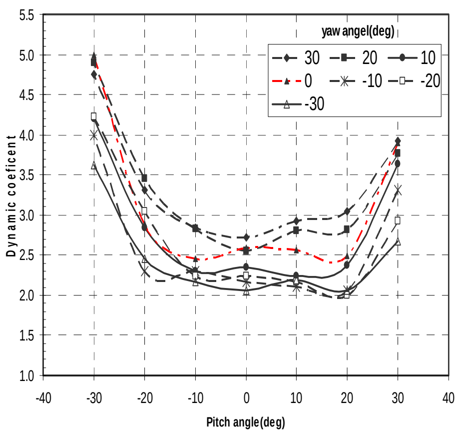
در استخراج ضرایب کالیبراسیون و همچنین آزمون‌های میدان جریان داده‌برداری برای هر نقطه، سه مرتبه‌صورت گرفت و داده‌ها پس از میانگیری مورد استفاده قرار گرفت.

ضرایب بدون بعد گام و یاو برحسب زوایای مختلف در شکل (١٧) نشان داده شده است. شبکه در شرایط ایده‌ال می‌بایست از خطوط مستقیم افقی و عمودی تشکیل شده باشد که به‌دلیل مشکلات ساخت و ایجاد عدم تقارن در حالت واقعی، شبکه‌ای نامتقارن ایجاد می‌گردد [14].

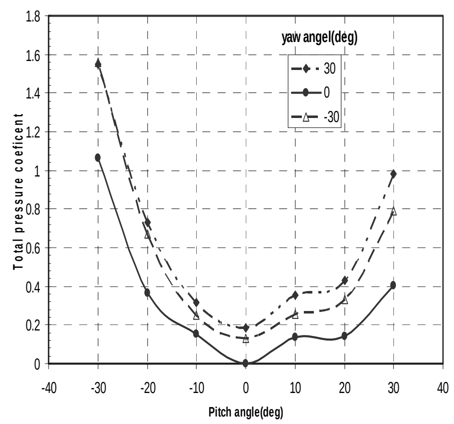
ضریب بدون بعد فشار کل و ضریب بدون بعد فشار دینامیکی برحسب زاویه‌های گام و یاو به‌ترتیب در شکل‌های (١٨ و ١٩) نمایش داده شده‌است.



شکل ١٧ ضرایب بدون بعد گام و یاو در زوایای مختلف قرارگیری کاوشگر [14]



شکل ١٩ تغییرات ضریب بدون بعد فشار دینامیکی در زوایای مختلف [14]



شکل ١٨ تغییرات ضریب بدون بعد فشار کل در زوایای مختلف [14]

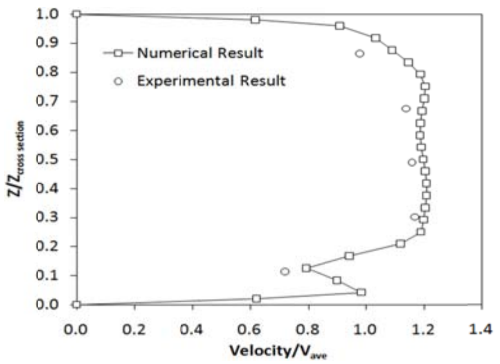
چنان‌چه کاوشگر در جریان قرار گیرد، با استفاده از پنج مقدار فشار اندازه‌گیری‌شده، ابتدا ضرایب گام و یاو محاسبه می‌گردند. با استفاده از شکل (۱۷)، زاویه‌های گام و یاو مشخص می‌شوند، که جهت جریان را نسبت به راستای کاوشگر نشان می‌دهند. با استفاده از این زوایا، ضرایب فشار کل و فشار دینامیکی با استفاده از نمودارهای شکل‌های (۱۸ و ۱۹) به‌دست خواهد آمد. با استفاده از ضرایب بدون بعد به‌دست آمده و روابط (۳ و ٤) مقادیر فشار سکون، فشار استاتیک جریان و اندازه سرعت قابل محاسبه خواهد بود.

از یک صفحهٔ مدرج برای چرخاندن کاوشگر استفاده می‌شود. دلیل استفاده از این صفحه چرخاندن کاوشگر به‌منظور قرار گرفتن آن در محدوده‌ای است که ضرایب کاوشگر استخراج شده‌است. به‌دلیل این‌که مجاری داخلی کاوشگر بسیار نازک هستند (قطر کمتر از ۰/٤ میلی‌متر)، برای پایدارشدن شرایط در کلیهٔ مجاری کاوشگر می‌بایست زمان مشخصی هوای فشرده مورد نیاز سیستم تأمین گردد.

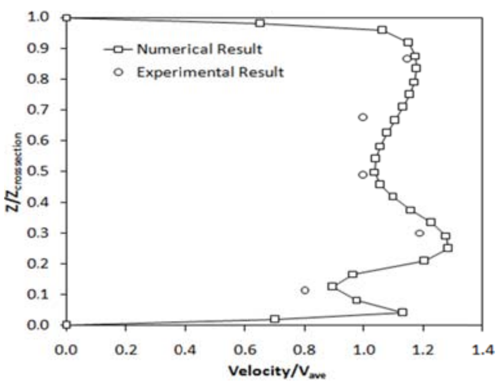
در هر نقطه، با استفاده از فشارهای قرائت‌شده و منحنی‌های کالیبراسیون، مقدار سرعت (V)، مقادیر فشار استاتیک و سکون و هم‌چنین زوایای گام (β) و یاو (γ) به‌دست می‌آید و با استفاده از روابط زیر می‌توان مؤلفه‌های بردار سرعت را براساس شکل (۱۵) استخراج نمود.

$$
\begin{aligned}
V_z &= V\cos(\beta)\cos(\gamma) \\
V_r &= V\sin(\beta) \\
V_\theta &= V\cos(\beta)\sin(\gamma)
\end{aligned}
\qquad (۵)
$$

اندازه‌گیری در موقعیت ۲، در دو نقطهٔ مختلف کاری در سرعت‌های دورانی ٦۰ و ۷۰ هزار دور بر دقیقه به‌ترتیب در دبی جرمی ۰/۱۵ و ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه که وضعیت ۱ و وضعیت ۲ نامیده می‌شوند، گزارش می‌گردد. شکل‌های (۲۰ و ۲۱) اندازهٔ بردار سرعت را که با استفاده از مقدار میانگین آن بی‌بعد شده است، به‌همراه نتایج عددی به‌ترتیب برای وضعیت ۱ و ۲ نشان می‌دهد و محور عمودی، z^*، باز حرکتی بی‌بعدشدهٔ کاوشگر می‌باشد.



شکل ۲۰ نتایج تجربی و عددی اندازه سرعت در وضعیت ۱



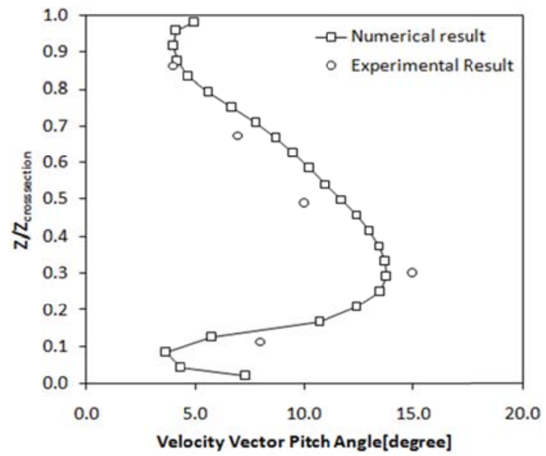
شکل ۲۱ نتایج تجربی و عددی اندازه سرعت در وضعیت ۲

در وضعیت‌های مورد بررسی، ملاحظه می‌گردد که پروفیل سرعت در مقادیر بالای محور عمودی ($z^* > 0.2$)، نسبتاً یکنواخت است و در محدودهٔ z^* بین ۰ تا ۰/۱۵، ناپیوستگی بر روی پروفیل ایجاد شده‌است.

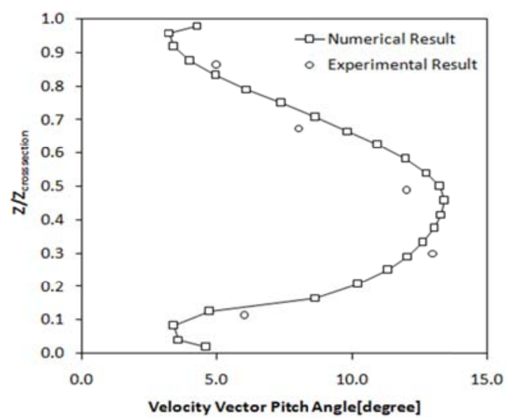
در وضعیت ۱، در مقادیر $z^* > 0.2$، پروفیل سرعت یکنواخت‌تر است و نشان از توسعه‌یافتگی جریان با توجه به دبی زیادتر آن دارد در حالی که در وضعیت ۲، این پروفیل دارای یک کمینه است (در $z^* \approx 0.5$).

زاویهٔ گام برای دو نقطهٔ عملکردی اندازه‌گیری‌شده مطابق شکل‌های (۲۲ و ۲۳) است.

ملاحظه می‌گردد که زاویهٔ گام در بازهٔ تقریباً ۱۰ درجه‌ای نوسان می‌کند و البته در وضعیت ۱، تغییرات بیشتری را تجربه می‌کند. با این حال این زاویه مربوط به صفحهٔ گذرنده از راستای محور کاوشگر است و با توجه به موقعیت قرارگیری کاوشگر نسبت به جریان، بیانگر زاویه‌ای است که تأثیر کوچک‌ترین مؤلفهٔ سرعت را نشان می‌دهد، بنابراین مقدار و تغییرات آن نسبت به زاویهٔ یاو کمتر است.



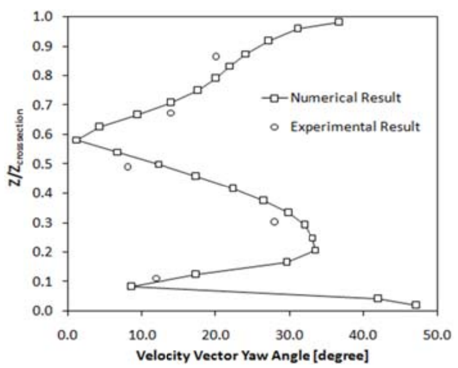
شکل ۲۲ نتایج تجربی و عددی زاویه گام بردار سرعت در وضعیت ۱



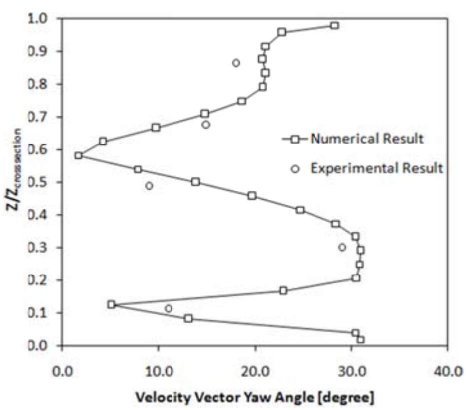
شکل ۲۳ نتایج تجربی و عددی زاویه گام بردار سرعت در وضعیت ۲

نمودارهای مشابهی در شکل‌های (۲۴ و ۲۵)، قدرمطلق زاویه یاو را نشان می‌دهد.

مقادیر تجربی با توجه به محدودهٔ کالیبراسیون کاوشگر، در بازهٔ ۳۰± درجه، الگوی تغییرات زاویه را به‌خوبی نشان می‌دهند. بررسی زاویهٔ یاو که در صفحهٔ عمود بر راستای کاوشگر قرارمی‌گیرد، به‌خوبی چرخش جریان را نشان می‌دهد. قدر مطلق زاویه به سمت مرکز مقطع رفته‌رفته کم می‌شود و پس از آن افزایش می‌یابد که ساختار گردابهٔ اجباری در مقطع را نشان می‌دهد. با نزدیک‌شدن به دیوارهٔ هاب، مقدار زاویه در فاصلهٔ کوتاهی افزایش‌می‌یابد که این موضوع نشان از قابل ملاحظه بودن سرعت شعاعی خروجی از دیفیوزر نسبت به سرعت پیرامونی محفظه است و باعث افزایش مقدار زاویهٔ یاو می‌شود.



شکل ۲۴ نتایج تجربی و عددی قدر مطلق زاویهٔ یاو بردار سرعت در وضعیت ۱



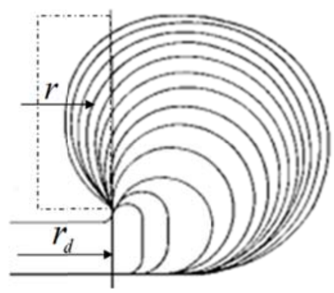
شکل ۲۵ نتایج تجربی و عددی قدر مطلق زاویهٔ یاو بردار سرعت در وضعیت ۲

با توجه به موقعیت‌های اندازه‌گیری و دبی‌های جریان، خطای مدل‌عددی در نزدیک دیواره افزایش می‌یابد. البته می‌بایست خطای اندازه‌گیری توسط کاوشگر در نزدیکی دیواره به‌دلیل تأثیر دیواره را بر آن نیز در نظر گرفت.

شکل خاص محفظه سبب می‌شود در محدودهٔ نزدیک به دیواره، ناپیوستگی بر روی پروفیل سرعت ایجادگردد که ناشی از ورود سیال از ناحیهٔ دیفیوزر است.

محفظهٔ مورد بررسی، یک محفظهٔ نیمه‌خارجی(semi external) است. به این معنی که مناطقی از سطح مقطع محفظه وجود دارد که فاصلهٔ آنها از محور ماشین کمتر از شعاع خروجی دیفیوز است. در شکل ۲٦ که سطح مقطع‌های مختلف محفظه را بر روی یک صفحه نشان می‌دهد، ملاحظه می‌گردد که در مستطیل نشان داده شده، خواهیم داشت: $r < r_d$. درحالی که در محفظه‌های خارجی برای تمام rها عبارت $r \geq r_d$ برقرار است.

ملاحظه می‌گردد، که در این نوع محفظه، تأثیر جریان خروجی از دیفیوزر که در واقع مؤلفهٔ شعاعی سرعت است، بر عدم یکنواختی پروفیل سرعت در مقطع، قابل ملاحظه است و این غیر یکنواختی منجر به ایجاد یک افت فشار سکون اضافی خواهد شد. در محفظه‌های خارجی به‌دلیل دور شدن مقاطع از خروجی دیفیوزر، این تأثیر کاهش می‌یابد.



شکل ٢٦ محفظهٔ نیمه خارجی

جمع‌بندی

در این پژوهش مطالعهٔ عددی و تجربی ساختار جریان و میدان فشار در محفظهٔ کمپرسور گریز از مرکز صورت می‌گیرد. مدل‌سازی اجزای کمپرسور با استخراج هندسه و تحلیل جریان در پروانه، دیفیوزر و محفظه انجام می‌گردد و با استفاده از یک مسئلهٔ نمونه، مدل‌سازی عددی اعتبارسنجی می‌گردد.

میدان جریان در موقعیت‌های قابل اندازه‌گیری با استفاده از کاوشگر پنج‌راهه مورد مطالعه قرار می‌گیرد. به این منظور، ابتدا ضرایب کاوشگر با استفاده از تونل باد استخراج می‌شود و سپس توسط مکانیزم تغییر مختصات بر روی بستر آزمون نصب می‌گردد.

نتایج نشان می‌دهد که مدل عددی با دقت قابل قبولی افت فشار ناشی از وجود محفظه را پیش‌بینی می‌کند. هم‌چنین مقایسهٔ افت فشار در سرعت دورانی‌های مختلف نشان می‌دهد که در دبی جرمی‌ای که حداکثر بازده حاصل می‌گردد، محفظه و دیفیوزر سهم یکسان دارند.

اندازه‌گیری‌ها، به‌خوبی ساختار جریان را درون مجاری محفظه نشان می‌دهد. مطالعهٔ ساختارهای جریان نشان می‌دهد که جریان پس از ورود به محفظه، شروع به چرخش در مقطع می‌کند و عامل این چرخش مؤلفهٔ شعاعی سرعت در ورودی محفظه است. عامل ایجاد عدم یکنواختی مشاهده‌شده در پروفیل سرعت درون محفظه، تأثیرپذیری آن از جریان خروجی از دیفیوزر است که در محفظه‌های نیمه‌خارجی این تأثیر بیشتر است.

فهرست علائم

C_P ضریب بدون بعد گام

C_Y ضریب بدون بعد یاو

C_{PT} ضریب بدون بعد فشار کل

L طول مخروط در آزمون محفظه مستقیم

C_V ضریب بدون بعد فشار دینامیکی

V بردار سرعت جریان

V_T مؤلفهٔ مماسی سرعت در آزمون محفظه مستقیم

V_R مؤلفهٔ شعاعی سرعت در آزمون محفظه مستقیم

X موقعیت طولی در آزمون محفظه مستقیم

r موقعیت شعاعی نسبت به محور ماشین

r_d شعاع خروجی دیفیوزر (شعاع ورودی محفظه)

z راستای اندازه گیری کاوشگر

علایم یونانی

β زاویهٔ گام

γ زاویهٔ یاو

زیرنویس‌ها

r مؤلفهٔ سرعت در راستای کاوشگر

θ مؤلفهٔ سرعت مماس بر کاوشگر

z مؤلفهٔ سرعت عمود بر کاوشگر

$P1 \vdots P5$ فشارهای اندازه‌گیری از کاوشگر

تقدیر و تشکر

نویسندگان از همکاری پرسنل آزمایشگاه توربوچارجر و آزمایشگاه مکانیک سیالات دانشگاه صنعتی شریف کمال تشکر را دارند.

مراجع

1. Mojaddam, M., Hajilouy-Benisi, A. and Movahhedy, M.R., "Optimal design of the volute for a turbocharger radial flow compressor", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace*, Vol. 229(6), pp. 993–1002, (2015).
2. Ayder, E., Van den Braembussche, R. and Brasz, J., "Experimental and theoretical analysis of the flow in a centrifugal compressor volute", *ASME 1992 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*,Vol. 1, Cologne, Germany, June 1–4, (1992).
3. Pissasale, A. and Ahmed, N., "Theoretical calibration of a five hole probe for highly three dimensional flow", *International Journal of Measurement Science and Technology*, Vol. 13(7), pp. 1100-1107, (2002).
4. Van den Braembussche, R. and Hande, B., "Experimental and theoretical study of the swirling flow in centrifugal compressor volutes", *Journal of turbomachinery*, Vol. 112(1), pp. 38-43, (1990).
5. Van den Braembussche, R., Engeda, A., Keiper, R. and Rautenberg, M., "Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute", *Journal of turbomachinery*, Vol. 122, pp. 21-31, (2000).

6. Chondrokostas, C., "Calibration of pneumatic five-hole probes in the free-jet wind tunnel", Ph.D. Thesis, Vienna University of Technology, Austria, (2005).
7. Doustmohammadi, A.A., Hajilouy-Benisi, A. and Mojaddam, M., "Experimental and numerical investigation of losses in centrifugal compressor components", *Proceeding of ASME Turbo Expo Turbine Technical Conference and Exposition 2013*, Volume 6C, Texas, US, June 3-7, (2013).
8. Morrison, G., Schobeiri, M. and Pappu, K., "Five-hole pressure probe analysis technique", *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 9(3), pp. 153-158, (1998).
9. Hajilouy-Benisi, A., Rad, M. and Shahhosseini, M., "Flow and performance characteristics of twin-entry radial turbine under full and extreme partial admission conditions", *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 79(12), pp. 1127-1143, (2009).
10. مجدم، محمد، «طراحی و بهینه‌سازی محفظهٔ کمپرسور گریز از مرکز و ارزیابی آن با نتایج تجربی»، رسالهٔ دکتری، دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، (۱۳۹۳).
11. Mojaddam, M., Hajilouy-Benisi, A. and Movahhedy, M.R., "Experimental and numerical investigation of radial flow compressor volute shape effects in characteristics and circumferential pressure non-uniformity", *Scientia Iranica Transaction B Mechanical Engineering*, Vol. 20(6), pp. 1753-1763, (2013).
12. Nili-Ahmadabadi, M., Hajilouy-Benisi, A., Durali, M. and Ghadak, F., "Investigation of a centrifugal compressor and study of the area ratio and TIP clearance effects on performance", *Journal of Thermal Science*, Vol. 17(4), pp. 314-323, (2008).
13. Mojaddam, M., Benisi, A.H. and Movahhedi, M.R., "Investigation on effect of centrifugal compressor volute cross-section shape on performance and flow field", *Proceedings of ASME Turbo Expo-Turbine Technical Conference and Exposition 2012*, Volume 8, Copenhagen, Denmark, June 11-15, (2012).
14. Hajilouy ‐ Benisi, A., Rad, M. and Shahhosseini, M.R., "Empirical assessment of the performance characteristics in turbocharger turbine and compressor", *Experimental Techniques*,Vol 34(3), pp. 54-67, (2010).